

1. PREGLED VRSTA PRIJENOSNIKA (KLASIFIKACIJA) S OSNOVNIM PARAMETRIMA

Prijenosnici se mogu podijeliti s obzirom na više aspekata:

1. *Prema načinu prijenosa okretnog momenta razlikujemo velike grupe prijenosnika:*

Mehanički prijenosnici, kod kojih se moment prenosi mehanički na dva osnovna načina - **trenjem i oblikom** s neposrednim i posrednim dodiranjem pogonskog i gonjenog člana.

Hidraulički i pneumatski prijenosnici, kod kojih se okretni moment prenosi uz pomoć tekućina odnosno plinova (većinom pod tlakom).

Električni prijenosnici, kod kojih se okretni moment prenosi električnim putem.

2. *S obzirom na promjenjivost prijenosnog omjera možemo razlikovati:*

-prijenosnike s **konstantnim prijenosnim omjerom**, koji su konstruirani za samo jedan prijenosni omjer;

-prijenosnike s **promjenjivim prijenosnim omjerom**, gdje se promjena prijenosnog omjera može obavljati stupnjevano ili kontinuirano. U ovu grupu spadaju i prijenosnici s vremenski i stalno promjenjivim prijenosnim omjerom, s unaprijed određenim zakonitostima toka promjene, koji mogu biti različiti prema načinu prijenosa okretnog momenta.

3. *Prema tome dominira li prijenos snage i gibanja ili samo gibanja imamo:*

- prijenosnike **snage** i prijenosnike **gibanja**.

Moguće su i još neke drukčije podjele, kao na primjer: standardne i planetarne izvedbe, s normalnim učinkom i visokoučinski, s obzirom na geometriju (osi) itd. Često se susrećemo i s kombiniranim prijenosnicima, što još više komplicira podjelu prijenosnika.

1.1 Prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom

Kada se radi o prijenosnicima s konstantnim prijenosnim omjerom, gotovo isključivu primjenu imaju mehanički prijenosnici jer su ekonomski najpovoljniji, kako pri projektiranju i proizvodnji tako i u eksploataciji. Robusni su i jednostavni za održavanje u svim uvjetima

okoline. Upotrebljavaju se također u kombinaciji s drugim vrstama prijenosnika, gdje međusobno dopunjuju svoje karakteristike (na primjer s hidrauličkim prijenosnicima).

Prema načinu prijenosa obodne sile, trenjem ili oblikom, ovdje spadaju zupčanički, lančani i remenski zupčasti prijenosnici čiji je prijenosni odnos jednoznačno određen brojem zubi ozubljenih elemenata, te remenski i tarni prijenosnici kod kojih se sila prenosi trenjem i koji rade s određenim proklizivanjem.

Svi spomenuti mehanički prijenosnici mogu se naći i u izvedbi prijenosnika s promjenjivim ili sa stalnim prijenosnim odnosom.

1.1.1 Zupčanički i lančanički prijenosnici

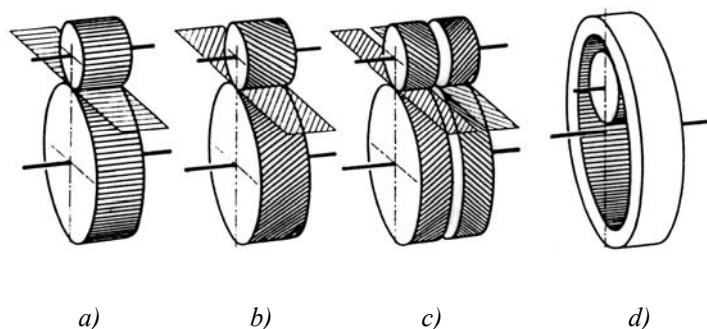
Od svih prijenosnika ova je grupa prijenosnika danas najčešće u primjeni. Izrađuju se s različitim položajem osi (paralelne, ukrštene itd.) od najmanjih do najvećih snaga. Upotrebljavaju se i za veoma visoke brojeve okretaja te u širokom rasponu prijenosnih odnosa.

Zbog prijenosa sile oblikom prijenosni omjer im je čvrst (ne zavisi o opterećenju) pa se upotrebljavaju i kao prijenosnici točnog gibanja.

Imaju veliku pogonsku sigurnost i dug vijek trajanja uz mogućnost kratkotrajnog preopterećenja. Održavanje je relativno jednostavno.

U prednosti im se može još nabrojati velika mogućnost prijenosa snage po jedinici volumena te visok stupanj iskorištenosti prenesene snage.

Glavne su im mane relativno visoka cijena koštanja, dosta velika buka (s izuzetkom pužnih prijenosnika), te velika krutost prijenosa (zbog čega se najčešće ugrađuju elastične mehaničke spojke, hidrauličke spojke ili elastični stupanj prijenosa, na primjer remenski).



Slika 4.1. Čelnici zupčasti prijenosi: a) čelnici s vanjskim ozubljenjem, b) čelnici s kosim ozubljenjem, c) čelnici sa strelastim ozubljenjem, d) čelnici s unutrašnjim ozubljenjem

U zavisnosti od vrste zupčaničkog para razlikujemo sljedeće prijenosnike:

4.1.1.1. Zupčanički prijenosnici s čelnicima s ravnim i kosim zubima te unutrašnjim i vanjskim ozubljenjem. U jednom stupnju prijenosa može se ostvariti prijenosni omjer oko 8 (ekstremno, s kosim zubima i do 20). Vratila su im u pravilu paralelna. Sa dva stupnja prijenosa moguće je ostvariti prijenosni odnos 45 (60), a sa tri stupnja prijenosa do 200 (300). Izvode se za snage do oko 20.000 kW i ulazne brojeve okretaja do 100.000 1/min, odnosno, obodne brzine do 200 m/s. Iskoristivost im se kreće po stupnju prijenosa i do 99,5%, zavisno od izvedbe i veličine.

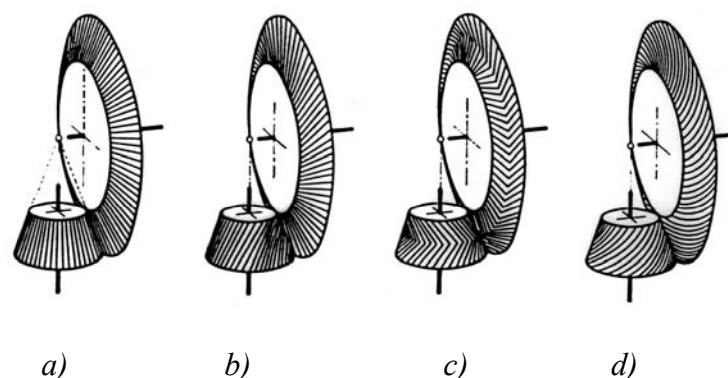
Mirniji hod postiže se primjenom čelnika s kosim zubima (veći stupanj prekrivanja), ali se s povećanjem kuta kosine zuba povećava i aksijalna sila, što postavlja dodatne zahtjeve za uležištenja.

Kod malih snaga mirnoća hoda postiže se i ugradnjom jednog čelnika u paru od umjetnih materijala.

Na smanjenje veličine prijenosnika osim konstrukcije jak utjecaj ima vrsta zupčaničkog materijala kao i termička i površinska obrada (vidi poglavlje 6). Na taj se način mogu dobiti vrlo sažete konstrukcije, kao na primjer kod mjenjača osobnih vozila, te avionskih prijenosnika. Slični se učinci mogu dobiti i planetarnom izvedbom prijenosnika s čelnicima i stožnicima. Na taj način dobivaju se posebno sažete konstrukcije za velike snage i prijenosne odnose uz povoljan stupanj iskorištenja (i do 60% kod prijenosnog omjera 1000). Pritom planetarni prijenosnici mogu biti izvedeni i kao diferencijalni prijenosnici (s dva stupnja slobode gibanja).

S obzirom na projektiranje i proizvodnju ova grupa prijenosnika danas je najviše savladana.

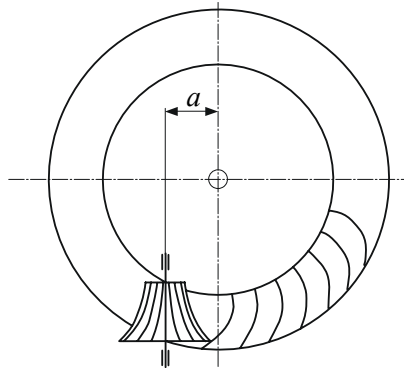
4.1.1.2. Prijenosnici sa stožnicima, s ravnim, kosim i lučnim zubima, primjenjuju se s ukrštenim vratilima za prijenosne omjere do 6 (10).



Slika 4.2. Stožnički prijenosi: a) stožnici s ravnim zubima, b) stožnici s kosim zubima c) stožnici sa strelastim ozubljenjem, d) stožnici sa zakrivljenim zubima (spiralno ozubljenje)

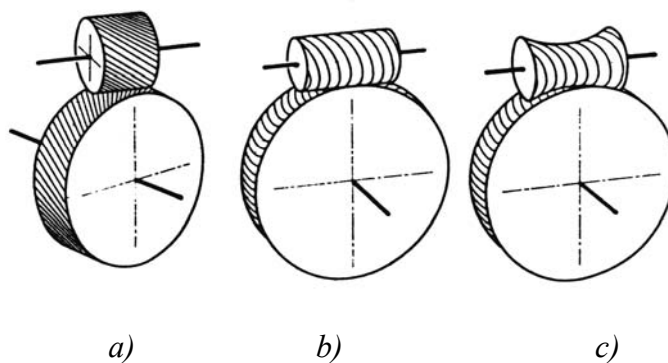
Za prijenosne omjere veće od 1.2. prijenosnik s parom stožnika skuplji je od prijenosnika s parom čelnika, a za prijenosni omjer veći od 2,7 skuplji je i od kombiniranog prijenosnika s parom čelnika i parom stožnika [3]. Stoga se rijetko upotrebljavaju za redukciju i multiplikaciju okretnog momenta, a češće za promjenu toka snage. U pogledu opteretivosti približno vrijede isti podaci kao kod čelničkog ozubljenja. Za veće zahtjeve ozubljuju se koso i spiralno te termički obrađuju. Izvode se, također, i kao planetarni, najčešće diferencijalni prijenosnici.

4.1.1.3. Stožnici s hipoidnim i spiroidnim ozubljenjem imaju mimosmjerna vratila i male osne razmake, a za razliku od nehipoidnih stožnika sažetije su konstrukcije. Najčešće se primjenjuju kod vozila i alatnih strojeva. Zbog klizanja u smjeru zuba rade tiše, ali iz istog razloga imaju i nešto veće gubitke od drugih stožnika i adekvatno veće zagrijavanje. Obično se pri izradi urađuju te se ugrađuju kao par.



Slika 4.3. Hipoidno stožničko ozubljenje (a - osni razmak)

4.1.1.4. Pužni prijenosnici imaju sposobnost ostvarivanja veoma velikog prijenosnog odnosa u jednom stupnju (i do 100), ali im s porastom prijenosnog odnosa pada stupanj iskorištenja (kod $i = 100$ oko 45%). Stupanj iskorištenja dosta ovisi i o brzini klizanja. Viševojni puževi daju veću iskoristivost, ali je tada manji prijenosni odnos. Za razliku od većine zupčastih prijenosnika, pužni prijenosnici veoma tiho rade a imaju i sposobnost (donekle) prigušenja vibracija.

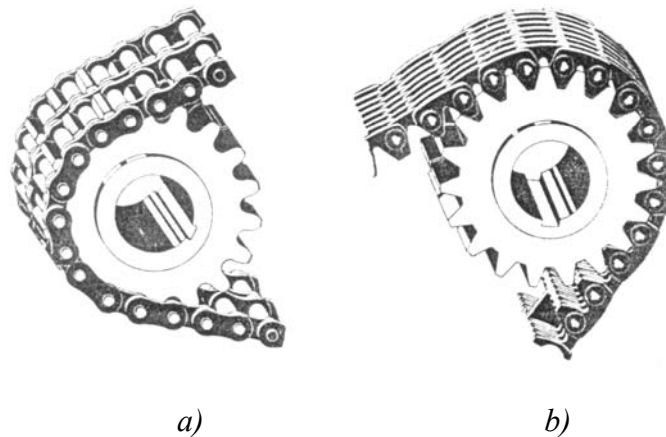


Slika 4.4. Vijčanički a) i pužni (cilindrični b) i globoidni c) prijenos

Za veće prijenosne odnose neke izvedbe dosta su jeftinije od kombiniranih prijenosnika s čelnicima i stožnicima (do $a = 100$ mm). Rade se izvedbe do 1000 kW s izlaznim momentom do 2500 Nm, te do $n_1 = 30000$ 1/min i $v_t = 70$ m/s.

4.1.1.5. Vijčanički prijenosnici (slika 4.4. a) zapravo su prijenosnici s čelnicima s kosim zubima čiji su nagibi bokova istomisljeni. Ovo rezultira dodirom u točki i mimosmjernim vratilima. Služe za manja opterećenja i prijenosne odnose ($i = 1$ do 5). Većinom služe kao prijenosnici gibanja, a za manje kutove osi ($\beta < 10$ stupnjeva) i kao prijenosnici snage.

4.1.1.6. Lančani prijenosnici i prijenosi upotrebljavaju se kod velikih osnih razmaka i paralelnih vratila, a manje su osjetljivi na okolne uvjete (vlaga, temperatura) nego, na primjer, tarni ili zupčanički prijenosnici.



Slika 4.5. Lančanički prijenosi a) s dvostrukim valjkastim lancem, b) sa zubastim lancem

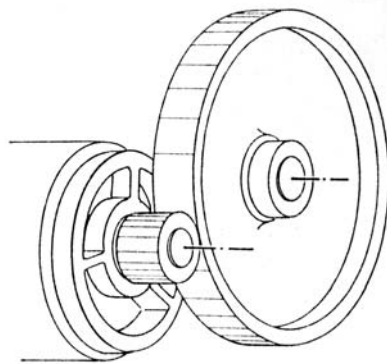
Kod ove vrste prijenosnika postoji mogućnost razvoda snage (više gonjenih strojeva s jednim pogonskim lancem). Jednostavni su za montažu i demontažu, ali imaju velik broj elemenata (za razliku, na primjer, od zupčanika). Vijek trajanja im je ograničen trošenjem zglobova. Potrebno je podmazivanje i zaštita od loših okolnih uvjeta (prašine, vlage). Kod višestrukih lančanika (mogućnost prenošenja većih snaga) postoje problemi s jednolikom raspodjelom opterećenja po širini lančanika. Većinom su jeftiniji od zupčaničkih prijenosnika.

1.1.2 Tarni i remenski prijenosnici s konstantnim prijenosnim omjerom

Oba sustava prijenosa, tarni i remenski, temelje se na prijenosu obodne sile trenjem, pa bismo ih u širem smislu zajedno mogli zvati tarnim prijenosnicima.

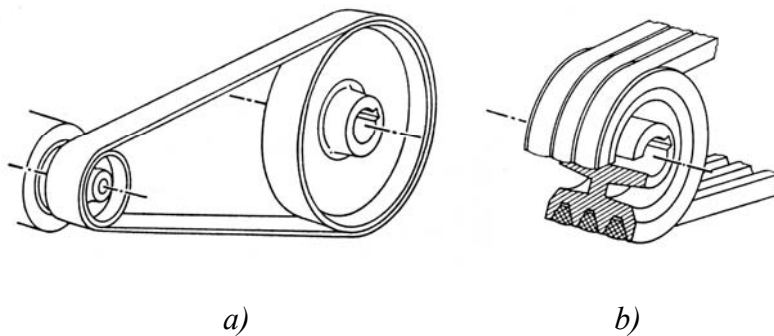
Uobičajeno je ipak tarnim prijenosom zvati prijenos s neposrednim dodirom tarnih tijela, a kada tarni tijela povezuju još jedan, vučni element, remen, onda takav prijenos nazivamo remenskim prijenosom. Na sličan način obavlja se i podjela na zupčaste i lančane prijenose.

4.1.2.1 Tarni prijenosnici izvode se s paralelnim i ukrštenim osima. U slučaju sparivanja tvrdog i mekog ili mekih materijala (češći slučaj, radi većeg faktora trenja), dimenzije, sile na ležaje, klizanje i stupanj iskorištenja manji su nego kod remenskog prijenosa. Istodobno su osni razmak, težina i cijena manji od remenskog. Kod "tvrdog" sparivanja pojavljuje se dosta velika buka, a potrebno je i podmazivanje prijenosnika.



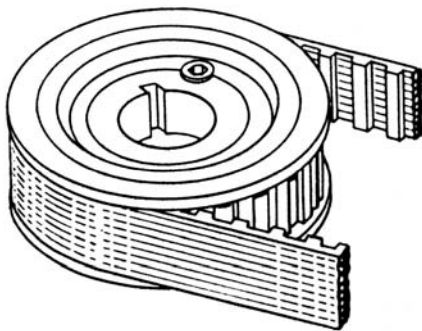
Slika 4.6. Tarni prijenos s cilindričnim tarenicama

Potrebno je, konstruktivno, predvidjeti uređaj za ostvarenje normalne sile prijenosa (obično oprugom). U normalnoj se izvedbi rade za snage do 25 kW i obodne brzine do 25 m/s.



Slika 4.7. Remenski prijenos s plosnatim (a) i klinastim remenjem (b)

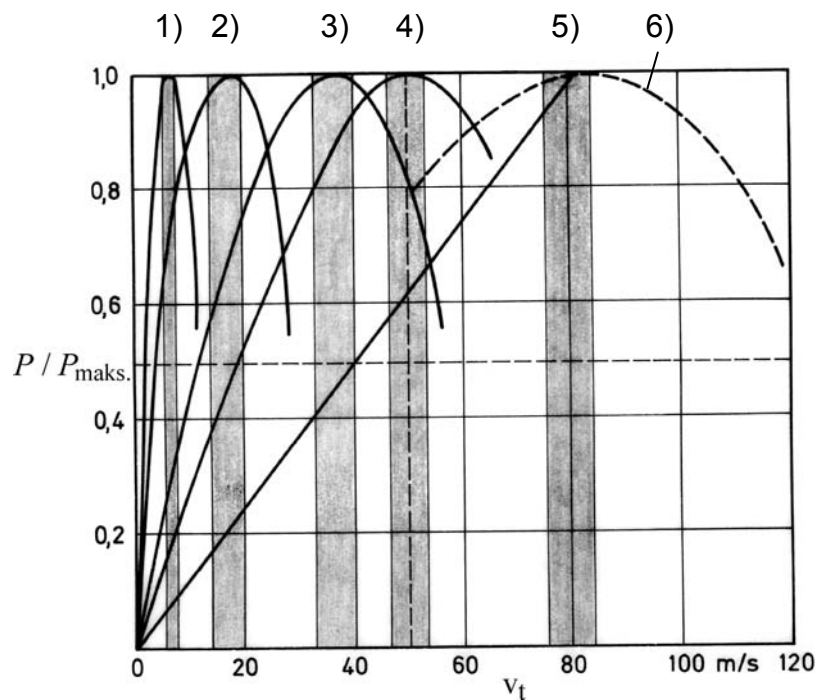
4.1.2.2. Remenski prijenosnici izvode se s paralelnim i ukrštenim vratilima. Kao i kod lančanog prijenosa, moguć je razvod snage na više vratila s jednim pogonskim remenom. Veoma tiho rade i ublažavaju (prigušuju) udarna opterećenja. Samom prijenosu nije potrebno podmazivanje. Imaju mali broj elemenata, koji su i konstruktivno jednostavni. Takvi elementi uvjetuju malu cijenu prijenosa. Kod remenskog prijenosa postoji proklizanje (osim zupčastog remenja). Manji im je vijek trajanja i veći osni razmak nego kod zupčanih prijenosnika. Pri izvedbi s plosnatim remenom moguće su vrlo velike obodne brzine uz miran rad, ali tada su ležaji visoko opterećeni. U slučaju klinastog remena manje je opterećenje ležaja. Kod višeremenskog klinastog prijenosa postoji mogućnost prijenosa velikih snaga, ali postoje problemi raspodjele opterećenja po širini remenice.



Slika 4.8. Zupčasti remenski prijenos

4.1.2.3. Zupčasto remenje. Glavna prednost zupčastog remenja s obzirom na ostalo remenje jest čvrst prijenosni omjer (nema klizanja), ali ono je bučnije i preuzima manja opterećenja od ostalih. U normalnim izvedbama rade se za snage do 150 kW i obodne brzine do 70 m/s. U posljednje vrijeme masovno se upotrebljavaju kao razvodno remenje kod automobilskih motora (fiksiranje prijenosnog omjera između radilice i bregaste osovine motora).

Na slici 4.9. dane su usporedne karakteristike za različite prijenosnike s posredničkim prijenosnim članom (remenom, zupčastim remenom te lancem), i to kao odnos između maksimalne i korisne snage u funkciji obodne brzine. Maksimumi prikazanih krivulja predstavljaju optimalne obodne brzine odnosno maksimalnu iskoristivost vučnog prijenosničkog organa.



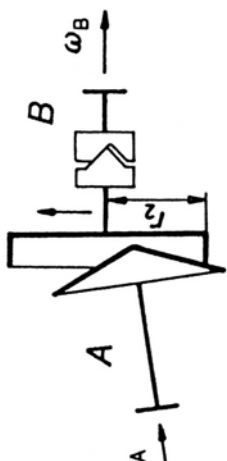
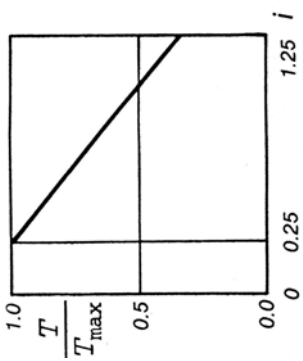
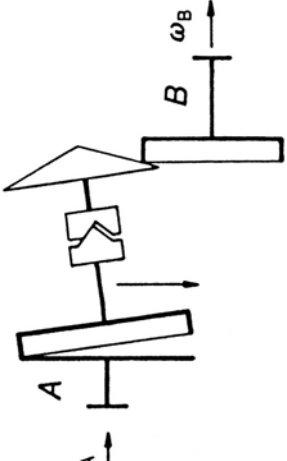
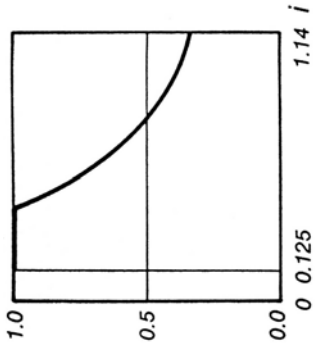
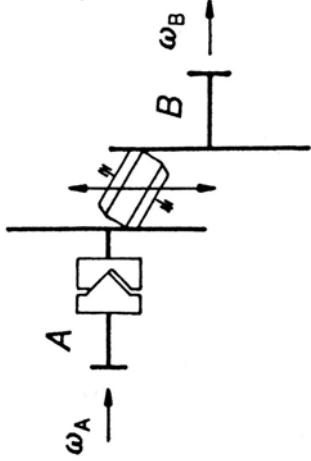
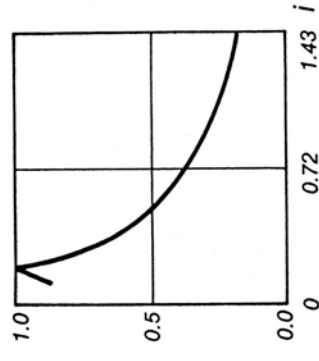
Slika 4.9. Odnos između korisne i maksimalne snage u funkciji obodne brzine za različite prijenose s posrednim vučnim članom (nosiocem energije) - optimalna brzina prijenosa. 1) - valjkasti lanac, 2) - zubati lanac, 3) - obični i zubati klinasti remen, 4) - zupčasti remen, 5) - plosnati remen, 6) - visokoučinski plosnati remen (za velike brzine)

1.2 Prijenosnici s promjenjivim prijenosnim omjerom

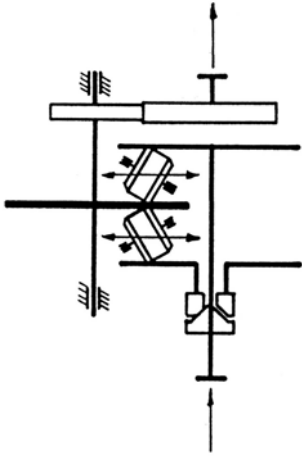
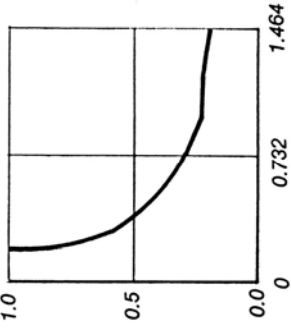
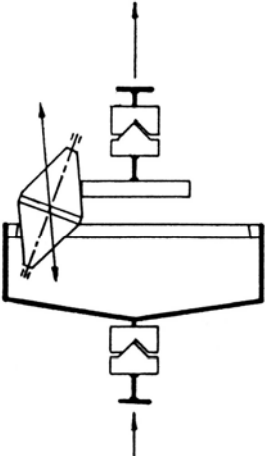
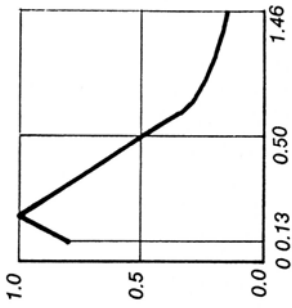
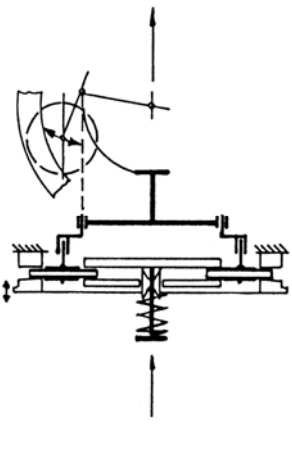
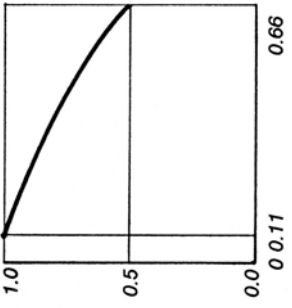
Ovoj skupini prijenosnika pripadaju prijenosnici koji za određenu, konstantnu brzinu vrtnje pogonskog stroja opskrbljuju radni stroj različitim brzinama vrtnje. To se odvija na dva osnovna načina: skokovito i kontinuirano. Kada se radi o skokovitoj promjeni prijenosnog omjera (vozila, alatni strojevi), u pravilu se radi o mehaničkim prijenosnicima, najčešće sa zupčanicima (prijenos obodne sile oblikom). Često ih zovemo i mjenjači, mada se cijela skupina može nazvati istim nazivom. Kontinuirana promjena prijenosnog omjera postiže se primjenom mehaničkih (tarnih), hidrauličkih (hidrostatskih i hidrodinamskih) i električnih prijenosnika. Uobičajeno je stanje mehaničkih tarnih prijenosnika zvati varijatorima, dok se hidraulički i elektronički prijenosnici iste vrste često nazivaju pretvaračima. U novijoj literaturi prevladava naziv podesivi prijenosnici [2,3,19].

1.2.1 Mehanički varijatori

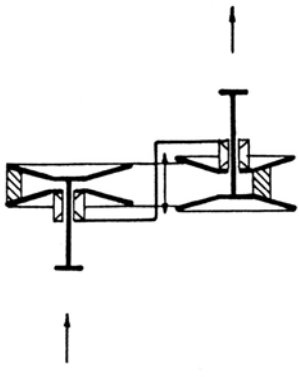
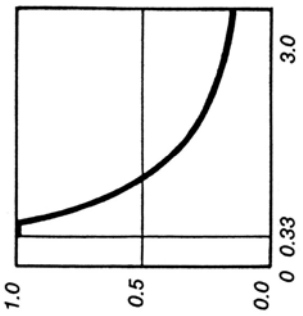
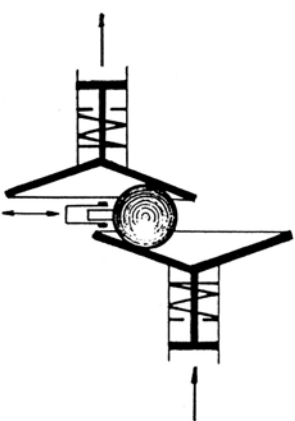
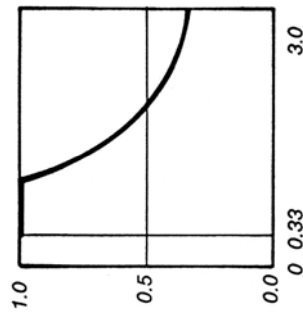
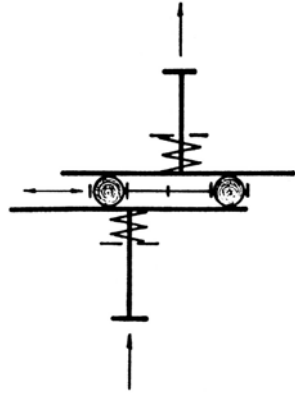
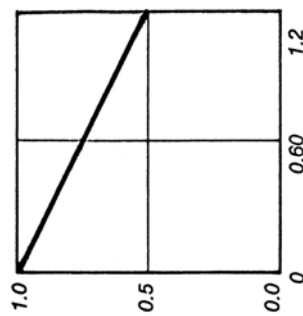
Prema geometriji i kinematici te zavisnosti jesu li tarna tijela u posrednom ili neposrednom dodiru proizvodi se danas vrlo velik broj izvedbi ovakvih prijenosnika. Na slici 4.10. prikazano je 18 karakterističnih izvedbi prema [10]. S obzirom na vrlo različite izvedbe po spomenutim kriterijima, bit će i fizikalne granice prenosive sile i okretnog momenta varijatora različitih izvedbi vrlo različite. Kod svih tarnih prijenosnika bit će prenosiva obodna sila F_t , a time i okretni moment kod pune iskoristivosti materijala zavisna od normalne sile F_N i faktora trenja ($F_t = \mu F_N$). Ako se radi o sparivanju čeličnih materijala ($\mu \approx 0,1$), može se u grubo zaključiti da je prenesena obodna sila kod tarnog prijenosa deset puta manja nego kod prijenosnika s vezom oblikom. Ako se ovome doda i to da je kod nekih vrsta varijatora kontakt u točki, dobivaju se u odnosu, na primjer, zupčaste prijenosnike vrlo niske snage po jedinici volumena ili mase prijenosnika (slika 4.11). Na slici 4.11. prikazane su usporedbene vrijednosti uključujući i hidrauličke prijenosnike (vidi 4.2.2. i 4.2.3.). Nisu zastupljeni električni prijenosnici koji danas sve više sužuju područje primjene mehaničkih varijatora.

| Br. | Princip rada | Pogonska karakteristika | Snaga P_{\max} u kW | Podesivo područje ρ_{\max} | Iskoristivost η_{\max} |
|-----|---|--|---|---------------------------------|-----------------------------|
| 1 |  |  | 7.5 | $\frac{1.25}{0.25} = 5$ | 0.92 |
| 2 |  |  | 11 | $\frac{1.286}{0.1286} = 10$ | 0.8 |
| 3 |  |  | 3.7 (kod $\varphi=3$) 2.9 (kod $\varphi=10$) | $\frac{1.43}{0.143} = 10$ | 0.90 |

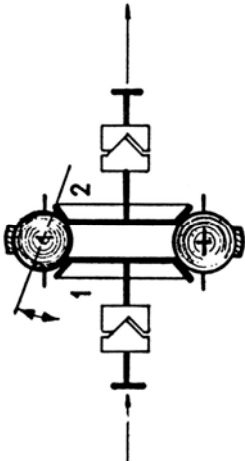
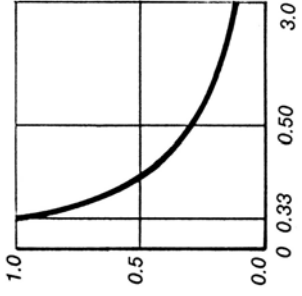
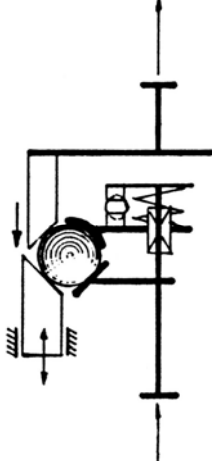
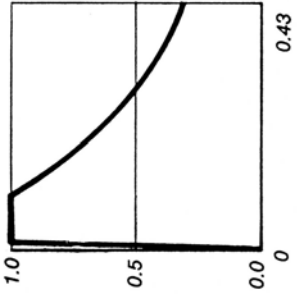
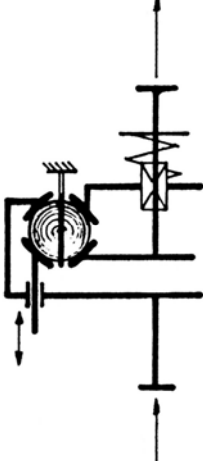
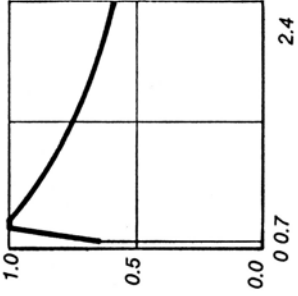
Slika 4.10. Pregled vrsta i karakteristika tarnih varijatora najčešćih izvedbi. Na svim pogonskim karakteristikama na ordinati su odnosi T/T_{\max} , te prijenosni odnos "i" na apscisi.

| Br. | Princip rada | Pogonska karakteristika | Snaga P_{\max} u kW | Podesivo područje P_{\max} | Iskoristivost η_{\max} |
|-----|--|--|---|------------------------------|-----------------------------|
| 4 |  |  | 103 (kod $\rho=2$) 26.5 (kod $\rho=8.5$) | $\frac{1.464}{0.171} = 8.5$ | 0.90 |
| 5 |  |  | 88 | $\frac{1.6}{0.133} = 12$ | 0.94 |
| 6 |  |  | 11 | $\frac{0.66}{0.11} = 6$ | 0.84 |

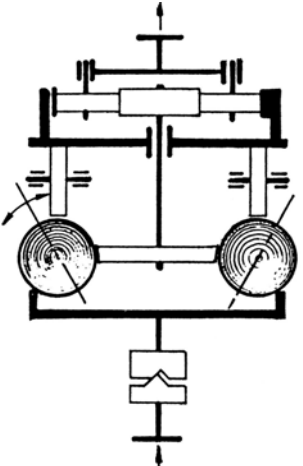
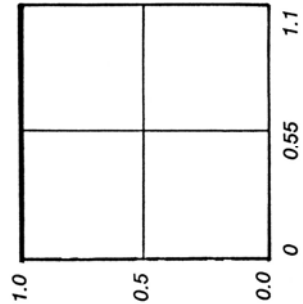
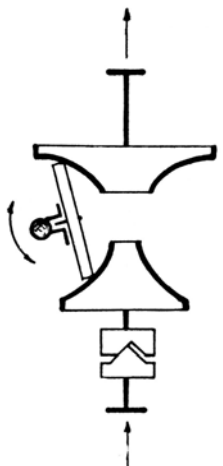
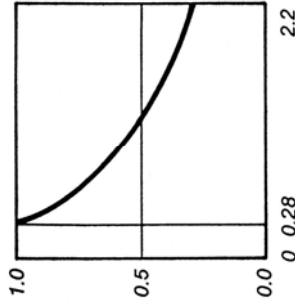
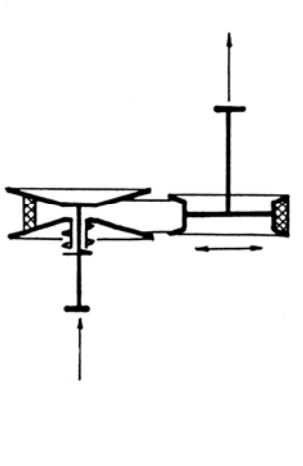
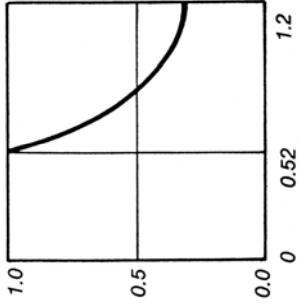
Slika 4.10. - nastavak

| Br. | Princip rada | Pogonska karakteristika | Snaga P_{\max} u kW | Podesivo područje ρ_{\max} | Iskoristivost η_{\max} |
|-----|---|--|-----------------------|---------------------------------|-----------------------------|
| 7 |  |  | 2.94 | $\frac{3}{0.33} = 9$ | 0.85 |
| 8 |  |  | 0.0096 | $\frac{3}{0.33} = 9$ | - |
| 9 |  |  | 1.1 | $\frac{1.2}{0} = \infty$ | 0.85 |

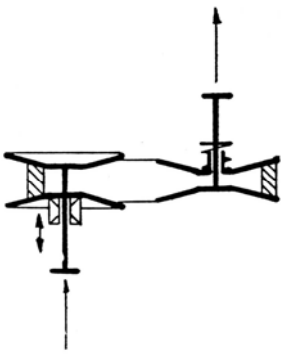
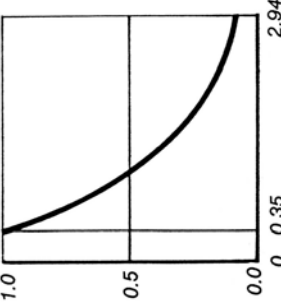
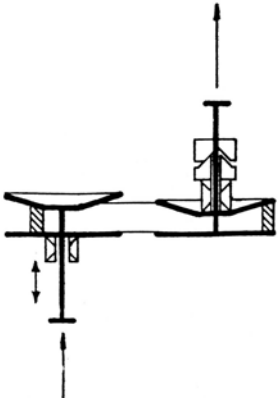
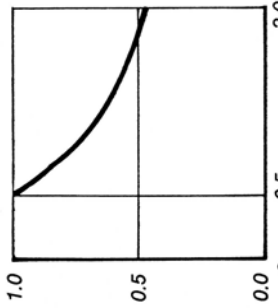
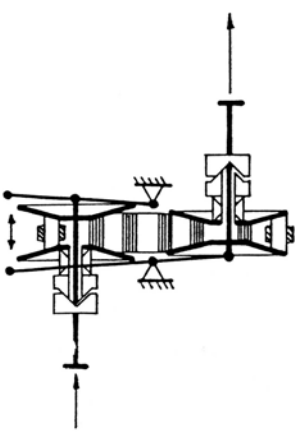
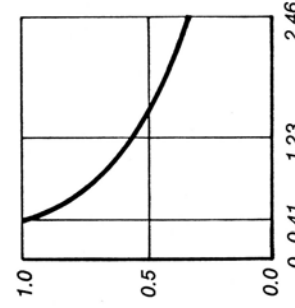
Slika 4.10. - nastavak

| Br. | Princip rada | Pogonska karakteristika | Snaga P_{\max} u kW | Podesivo područje P_{\max} | Iskoristivost η_{\max} |
|-----|---|---|-----------------------|------------------------------|-----------------------------|
| 10 |  |  | 8.5 | $\frac{3}{0.33} = 9$ | 0.90 |
| 11 |  |  | 2.2 | $\frac{0.43}{0} = \infty$ | 0.70 |
| 12 |  |  | 37 | $\frac{2.46}{0.07} = 35$ | 0.81 |

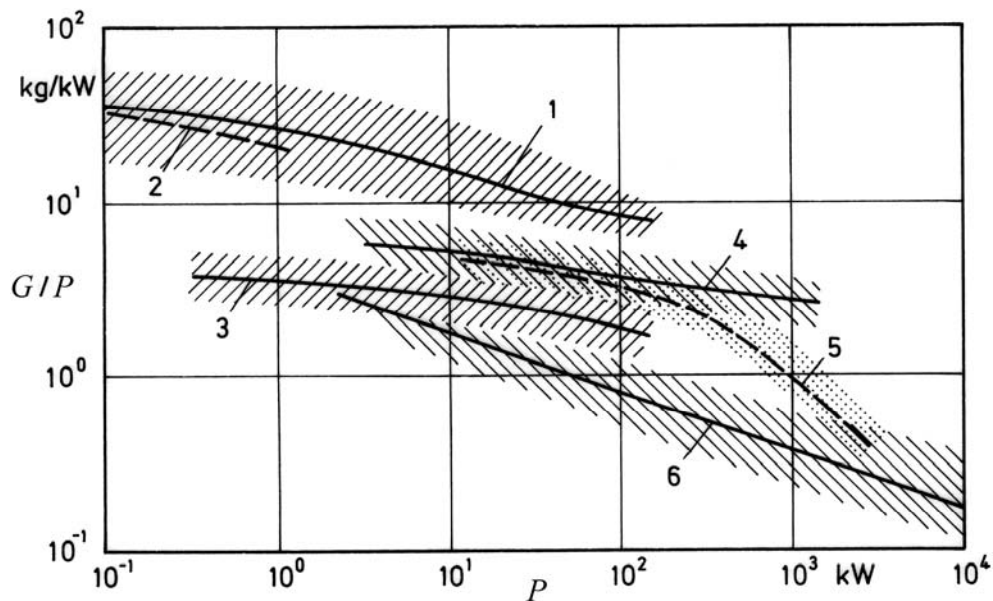
Slika 4.10. - nastavak

| Br. | Princip rada | Pogonska karakteristika | Snaga P_{\max} u kW | Podesivo područje ρ_{\max} | Iskoristivost η_{\max} |
|-----|---|--|-----------------------|---------------------------------|-----------------------------|
| 13 |  |  | 0.37 | $\frac{1.1}{-1.1} = -1$ | - |
| 14 |  |  | 5.5 | $\frac{2.14}{0.214} = 10$ | 0.92 |
| 15 |  |  | 25.75 | $\frac{1.25}{0.42} = 3$ | 0.92 |

Slika 4.10. - nastavak

| Br. | Princip rada | Pogonska karakteristika | Snaga P_{\max} u kW | Podesivo područje ρ_{\max} | Iskoristivost η_{\max} |
|-----|--|---|--|------------------------------------|--------------------------------|
| 16 |  |  | 17.4 | $\frac{2.94}{0.35} = 8.5$ | 0.92 |
| 17 |  |  | 74 (kod $\rho=4$) 15 (kod $\rho=9$) | $\frac{3}{0.33} = 9$ | 0.93 |
| 18 |  |  | 110 (kod $\rho=6$) | $\frac{3.15}{0.315} = 10$ | 0.90 (0.96) |

Slika 4.10. - nastavak



Slika 4.11. Usporedni prikaz specifične snage u funkciji ukupne snage za neke tipične grupe prijenosnika s promjenjivim prijenosnim omjerom: 1) Metalne tarenice; 2) mjenjači; 3) klinasto remenje 4) hidrostatski prijenos; 5) hidrodinamski prijenos; 6) zupčanički prijenos (za usporedbu!)

Poboljšanje karakteristika ove vrste prijenosnika dobije se u kombinaciji sa zupčastim parom ili planetarnim zupčastim prijenosom, pogotovu kod prijenosnika s velikim područjem prijenosa.

Redovita pojava kod svih tarnih prijenosnika (ali i ostalih bestepenih) jest proklizavanje. To rezultira smanjenjem teoretskog prijenosnog omjera. Obično se mjera smanjenja (proklizavanje) daje u odnosu na teoretski prijenosni omjer (i_t):

$$s = \frac{i_t - i_{ef}}{i_t} = \frac{\Delta i_s}{i_t} = \left(\frac{\omega_s}{\omega_{Bt}} \right) \omega_A = konst. \quad (4.1)$$

Kod svih vrsta varijatora proklizavanje se povećava s opterećenjem, a kreće se od 0,5 do 10% i često je mjerodavno za ukupnu iskoristivost varijatora. Stupanj gubitaka uslijed proklizavanja, ξ , iznosi:

$$\xi = \frac{T_B \omega_s}{T_B \omega_{Bt}} = \frac{\omega_s}{\omega_{Bt}} = s \quad (4.2)$$

a zbog ovog je faktor (stupanj) iskoristivosti;

$$\eta_s = 1 - \xi = 1 - s \quad (4.3)$$

1.2.2 Hidrostatski prijenosnici

Zajedno s hidrodinamskim, obrađenim u sljedećem poglavlju, ovi prijenosnici tvore grupu hidrauličkih prijenosnika.

Često se ovakvi prijenosnici u literaturi zovu i pretvarači okretnih momenata.

S obzirom na karakteristike, upotreba im je ograničena na prijenose s promjenjivim prijenosnim odnosom i na prijenosnike za ekstremno velike snage (i do 150 MW). S obzirom na način prenošenja i promjene okretnog momenta (putem potencijalne ili kinetičke energije tekućina), razlikujemo hidrostatske (volumetričke) i hidrodinamičke prijenosnike.

Umjesto tekućina ponekad se upotrebljavaju i plinovi (većinom pod tlakom), ali ovakva su rješenja tehnički manje zanimljiva.

Pri razmatranju hidrostatskih prijenosnika služimo se osnovnim postavkama mehanike fluida. Specifična energija struje fluida bilo koje vrste opisana je Bernoullijevom jednačinom:

$$Y_f = E / \dot{m} = h + \frac{u^2}{2} + gz + \int \frac{\partial u}{\partial t} \cdot ds \quad (4.4)$$

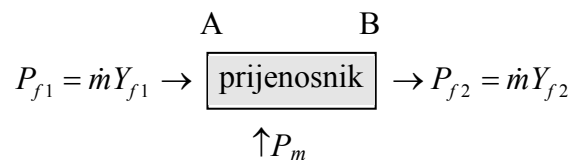
Za stacionirani slučaj strujanja vrijedi jednačina kontinuiteta:

$$\dot{m} = \text{const.} = \rho Au \quad (4.5)$$

Posebno vrijedi za inkompresibilne fluide da je $\dot{V} = Au$.

Pretvorba između mehaničke energije i energije fluida slijedi za stacionarno stanje (vidi sliku 4.13) uz pozitivne dovedene veličine:

$$Y_m = P_m / \dot{m} = Y_{f2} - Y_{f1} = h_2 - h_1 + (u_2^2 - u_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) \quad (4.6)$$



Slika 4.13. Shematski prikaz pretvorbe mehaničke u energiju fluida

U prethodnoj jednačini je $h_2 - h_1 = \Delta h_{12} = (\Delta h_s)_{12} + P_{g,12} / \dot{m}$ a reverzibilni udio specifičnog rada dobije se kao

$$(\Delta h_s)_{12} + (\Delta u^2)_{12} / 2 + g \cdot \Delta z_{12} \quad (4.7)$$

i ireverzibilne gubitke kao $P_{g,12}/\dot{m}$. Indeks s odnosi se na isentropsku promjenu. Pri transportu energije u hidrostatskim prijenosnicima, za razliku od specifične entalpije h , dobije se preostali udio potpuno natrag:

$$Y_m = P_m / \dot{m} \approx h_2 - h_1 = (\Delta h_s)_{12} + P_{g,12} / \dot{m} \text{ ili} \quad (4.8)$$

$$Y_m = (\Delta h_s)_{12} \eta_t^{\pm 1} \left(+1 \text{ motor; } -1 \text{ pumpa} \right)$$

Promjena stanja može se prikazati i jednadžbom:

$$\Delta h_{12} = \int_1^2 v dp = \left(\int_1^2 v dp \right)_s + P_{g,12} / \dot{m} \quad (4.9)$$

U gornjim je jednadžbama:

- Y_f - specifična energija fluida (rad)
- Y_m - specifični mehanički rad
- P_m - mehanička snaga
- E - energija fluida
- P_g - snaga gubitaka
- m - masa
- \dot{m} - struja mase (sek. masa)
- u - brzina strujanja fluida
- ρ - gustoća fluida
- p - tlak u fluidu
- h - specifična entalpija
- g - ubrzanje sile teže
- z - geodetska visina
- s - put strujanja (isentropa)
- A - presjek struje fluida
- \dot{V} - struja volumena (sek. volumen)
- η_u - ukupni stupanj iskoristivosti

Karakteristično je da kod ove vrste uređaja primjenom velike gustoće energije (visokih tlakova) konstruktivno dobivamo vrlo povoljne odnose snage i mase ($< 1 \text{ kg / kW}$) te male momente inercije (što omogućuje velike brzine reverziranja).

S obzirom na to da su primijenjene tekućine i srodni mediji gotovo inkompresibilni slijedi da je (izohora!):

$$(\Delta h_s)_{12} = v \int_1^2 dp = \Delta p_{12} / \rho \quad (4.10)$$

što znači da je preneseni rad fluida razlika izlaznog i ulaznog rada usisavanja i isisavanja. Odogovarajuće se pojednostavljuju i jednadžbe strujanja. Prenesena je snaga:

$$P = dE/dt = \dot{m}\Delta h_{12} = \dot{V} \cdot \Delta \cdot p_{12} \quad (4.11)$$

Ovo vrijedi za istosmjenu hidrauliku, dok je izmjenična, s promjenjivim smjerom strujanja i promjenjivim tlakom, tek u razvoju.

Tablica 4.1 Konvencija o veličini tlakova hidrauličkih postrojenja

| OZNAKA | PODRUČJE TLAKA | PRIMJENA |
|-------------------|-----------------|---|
| - niski tlakovi | < 50 bara | Alatni strojevi (pinole, posmaci) |
| - srednji tlakovi | 50 ... 200 bara | Transportni uređaji, građevinski strojevi, vozila |
| - visoki tlakovi | > 200 bara | Preše, stezni alati, avionska hidraulika |

Ako se uzima u obzir kompresibilnost tekućina, može se za hidraulička ulja računati s približno

$$\beta = \frac{-dV}{Vdp} = (4,5 \dots 8) \times 10^{-5} \text{ 1/bar} \quad (4.12)$$

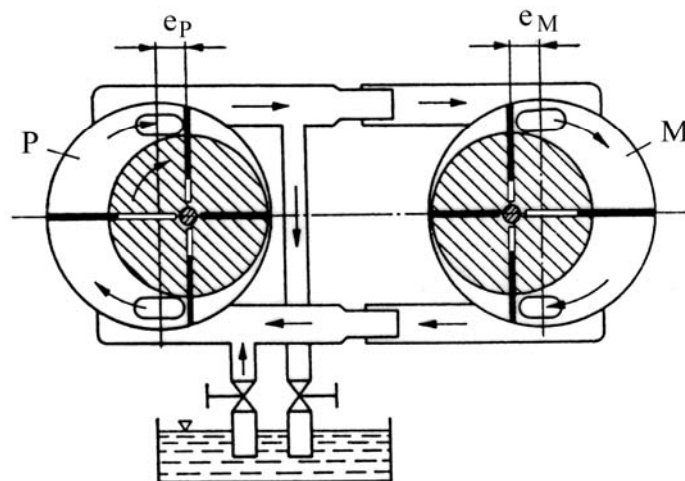
za područje tlakova od 20 do 250 bara i temperatura od 20°C do 80°C.

Tekućine koje se primjenjuju kao hidraulički mediji jesu mineralna ulja bez vode i s vodom (emulzije) te sintetska ulja klasificirana prema standardima (npr. DIN 51524), kinematskog viskoziteta $\nu = 7$ do $68 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ pri 40°C. Klasifikacija se osniva na svojstvima hidrauličkih ulja s obzirom na otpornost starenja, antikorozivnost, termičko opterećenje, faktor trenja itd. I neke vrste motornih ulja mogu se upotrijebiti u hidraulici kao hidraulička ulja.

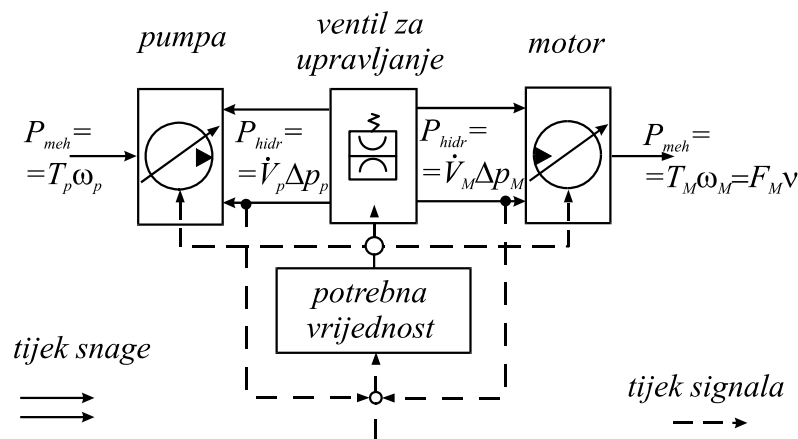
U slučaju korištenja emulzija s vodom (čeličane, ljevaonice, rudnici - opasnost od požara), dodaje se uljima voda. Sadržaj je vode u emulzijama do 60%. U ovom slučaju treba računati s manjim tlakovima te većim istrošenjima dijelova hidrauličnih prijenosnika.

1.2.3 Građa i funkcija hidrostatskih prijenosnika

Hidrostatski prijenosnici sastoje se od pumpe kao generatora tlaka i hidromotora kao potrošača tlaka te upravljačkih i regulacijskih jedinica. Osnovni način rada vidi se na slici 4.14, a blok - shema građe na slici 4.15.



Slika 4.14. Načelo rada hidrostatskih prijenosnika. P - pumpa; M - hidromotor; e_p - ekscentarski pomak rotora pumpe (promjena dobave), e_M - ekscentarski pomak rotora motora



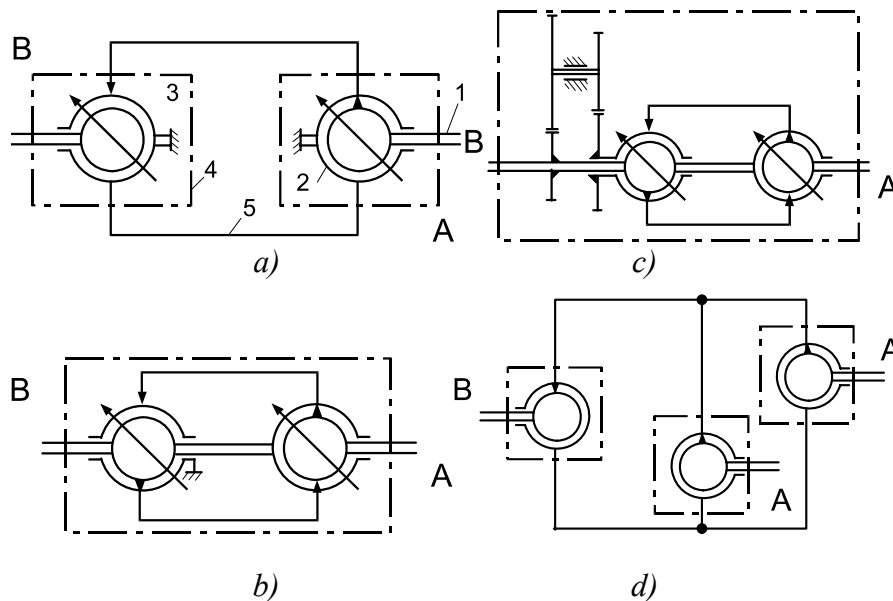
Slika 4.15. Blok shema hidrostatskog prijenosnika snage i gibanja

Zbog praktične nestlačivosti tekućina prijenosni omjer hidrostatskog prijenosnika ne ovisi o opterećenju. Upravljački izvršni organi u kombinaciji s električnim i elektronskim elementima daju velike mogućnosti automatiziranosti i daljinske upravljivosti hidrostatskih prijenosnika. Veza između pumpe i hidromotora postoji putem hidrauličkih vodova tako da je njihov međusobni položaj nezavisan. Razmaci između pumpe i motora zbog ekonomičnosti ne bi trebali biti veći od 30 metara (gubici u vodovima!).

Prema kriteriju građe hidrostatskih prijenosnika razlikujemo i druge slučajeve smještaja pumpe i motora, odnosno njihovih elemenata. Opisani bismo slučaj mogli nazvati kao "daljinski prijenosnik", za razliku od kompaktnog gdje su motori i pumpa čvrsto povezani i čine jednu cjelinu.

Različita ustrojstva hidrostatskih prijenosnika vide se na slici 4.16. Radi boljih ukupnih karakteristika često se hidrostatski prijenosnici kombiniraju s mehaničkim prijenosnicima.

Prema načinu napajanja razlikuju se sumarne i diferencijalne izvedbe. Kod sumarnih hidrostatskih prijenosnika jedan hidromotor napaja više pumpi koje su međusobno paralelno spojene, a kod diferencijalnih jedna pumpa napaja više motora u serijskom ili paralelnom spoju (diferencijali). Postoji mogućnost simboličkih prikaza elemenata hidrostatskih sustava (kao na slikama 4.15 i 4.16) a simboli su normirani prema ISO 1219 i DIN 2429.



Slika 4.16. Simbolički prikazi različitih kombinacija hidrostatskih prijenosnika prema DIN 2429 a) standardna daljinska izvedba (1-pogonski član ili rotor pumpe; 2-reakcijski član pumpe; 3-reakcijski član hidromotora; 4-hidromotor; 5-cjevovodi), b) kompaktna izvedba (motor i pumpa u istom kućištu), c) kombinirani hidro-mehanički prijenosnik; d) sumarna daljinska izvedba (snaga se dovodi na dvije pumpe, a troši na jednom hidromotoru)

1.2.4 Glavni elementi hidrostatskih prijenosnika

Pumpe i hidromotori ne razlikuju se u osnovnoj građi. Na slici 4.17. prikazani su osnovni izgledi i nazivi uobičajeno korištenih konstrukcija. Općenito se mogu pojaviti izvedbe s konstantnom i promjenjivom dobavom za konstantnu brzinu vrtnje vratila pumpe ili motora. Zupčaste, vijčane i redne klipne pumpe jesu izvedbe s izuzetkom jer imaju konstantnu dobavu, a regulacija je moguća samo ventilski (veliki gubici).

Također je važan oblik presjeka tlačne komore. Kod pravokutnih i drugih neokruglih presjeka teško je postići zadovoljavajuće proizvodne tolerancije, što će imati za posljedicu slabiju mogućnost brtvljenja, odnosno niže radne tlakove i povećane gubitke. Okrugli presjeci odnosno cilindrični tlačni provrti lakše su postizivi sa zadovoljavajućim tolerancijama

(brtvljenjima), pa se najbolji rezultati (najveće specifične snage) postižu upravo klipnim pumpama i hdiromotorima.

Potisni volumen pumpe V_H dobije se iz stapaja na osnovi geometrije cilindra (ili drugog oblika). Uobičajeno ga je davati u cm^3 / okr . Teoretski moment na pumpi:

$$T_{pt} = \Delta p V_H / 2 \pi = \Delta p V_0 \quad (4.13)$$

Ovdje je Δp razlika usisnog (obično tlak okolice) i maksimalnog pritiska pumpe, a $V_0 = nV_H / \omega$. Snaga potiska pumpe je

$$P_p = T_{pt} \omega \quad (4.14)$$

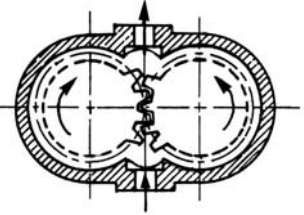
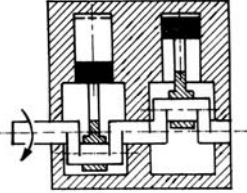

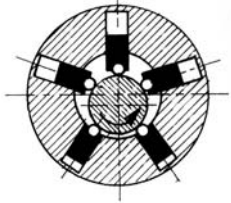
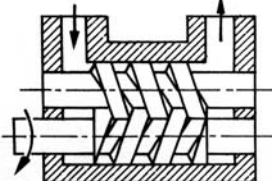
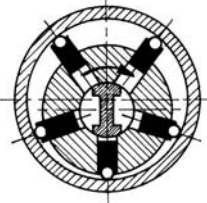
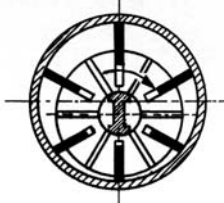
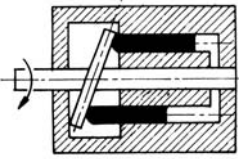

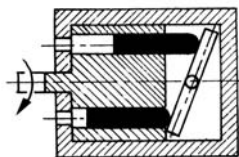
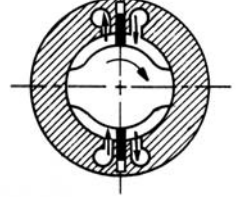
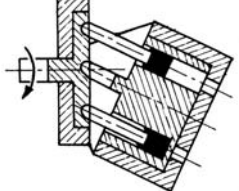
ne uzimajući u obzir gubitke (mehaničke, hidrauličke, kompresione itd.)

Kod *zupčastih* je pumpi volumen potiska:

$$V_H = \frac{\pi b}{4} \left[\left(d_{a1}^2 + d_{a2}^2 z_1 / z_2 - d_{w1}^2 (1 - z_2 / z_1) - (1 + z_1 / z_2) \pi^2 m^2 \cos^2 a / 3 \right) \right] \quad (4.15)$$

Tablica 4.2. Opće karakteristike hidrostatskih jedinica sa slike 4.17 (izvedene jedinice)

| Izvedba sa slike 4.17 | Radni volumen cm^3/okr | maks. tlak <i>bara</i> | maks. brzina vrtnje <i>l/min</i> | preporučljivi kinematski viskozitet medija $10^{-6} m^2 / s$ |
|-----------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------------|--|
| 1,2 | 0,4 ... 1200 | vz ... 200 uz ... 350 | 1500 ... 3000 (... 3500) | 40 ... 80 |
| 3 | 2 ... 800 | ... 200 | 1000 ... 5000 | 80 ... 200 |
| 4 | 30 ... 800 | ... 100 | 1000 ... 5000 | 30 ... 50 |
| 5 | 3 ... 500 | ... 160(200) | 500 ... 1500 | 30 ... 50 |
| 6 | 8 ... 1000 | ... 160 | 500 ... 3000 | 30 ... 50 |
| 7 | ... 800 | ... 400 | 1000 ... 2000 | 20 ... 50 |
| 8,9 | 0,4 ... 15000 | ... 630 | 1000 ... 2000 | 20 ... 50 |
| 10,11,12 | 1,5 ... 3600 | ... 400 | 500 ... 3000 | 20 ... 50 |

| Naziv | Shema | Naziv | Shema |
|---|---|------------------------|--|
| Zupčasta pumpa s vanjskim ozubljenjem | 1  | Redna klipna pumpa | 7  |
| Zupčasta pumpa s unutarnjim ozubljenjem | 2  | Radijalne klipne pumpe | 8  |
| Vijčana pumpa | 3  | | 9  |
| Krilne pumpe | 4  | Aksijalne klipne pumpe | 10  |
| | 5  | | 11  |
| | 6  | | 12  |

Slika 4.17. Najčešće konstruktivne izvedbe pumpi (motora) pri građenju hidrostatskih prijenosnika (shematski prikaz)

Za unutrašnje ozubljenje vrijede uobičajene konvencije za predznak prema DIN 3990.

Zbog karakteristika zupčastog zahvata pojavit će se pulziranje s frekvencijom ovisnom o broju zubi. Nejednolikost, $\delta = (\dot{V}_{\max} - \dot{V}_{\min}) / \dot{V}$, zavisi prije svega od broja zubi. Posljedica je bučan rad ovakvih izvedbi.

Kod krilnih je pumpi (izvedba od 4 do 6 sa slike 4.17) radni volumen:

$$V_H = 4 \pi r_m b \cdot e \quad (4.16)$$

gdje je r_m srednji promjer, e ekscentricitet rotora s obzirom na stator i b je širina krila (tlačne komore).

Pumpe obično rade s visokim brzinama vrtnje (od 1000 do 30000 1/min) dok se hidraulički motori konstruiraju za tri karakteristična područja - sporohodni (od 10 do 750 1/min) i brzohodni (od 300 do 3000, ekstremno 6000 1/min).

Stupanj pretvorbe brzine vrtnje hidrostatskih prijenosnika dobije se prema definiciji:

$$i = \omega_P / \omega_M = n_A / n_B = n_P / n_M \quad (4.17)$$

Ako se zanemare gubici, može se pisati da je:

$$P_P \approx P_M \Rightarrow V_P \omega_P P = V_M \omega_M P$$

iz čega slijedi:

$$\frac{\omega_P}{\omega_M} = \frac{V_M}{V_P} = i \quad (4.19)$$

Iz gornje se jednadžbe vidi da se prijenosni odnos ili stupanj pretvorbe brzine može izraziti u ovisnosti i o volumenima. Zato se često ovakvi prijenosnici nazivaju *volumetrički prijenosnici snage i gibanja*. Stupanj pretvorbe momenta je (ne uzimajući u obzir gubitke):

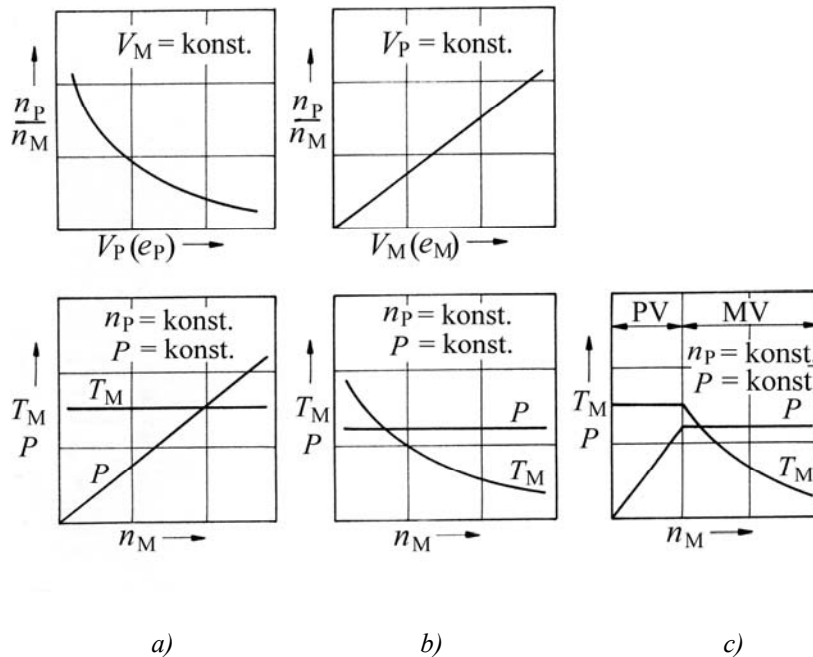
$$\mu = T_M / T_P \quad (4.20)$$

Ako se uzmu u obzir i gubici

$$\mu = (V_M / V_P) \eta_M \eta_P \quad (4.21)$$

a ukupni stupanj iskorištenja je:

$$\eta_u = \frac{\mu}{i} \quad (4.22)$$



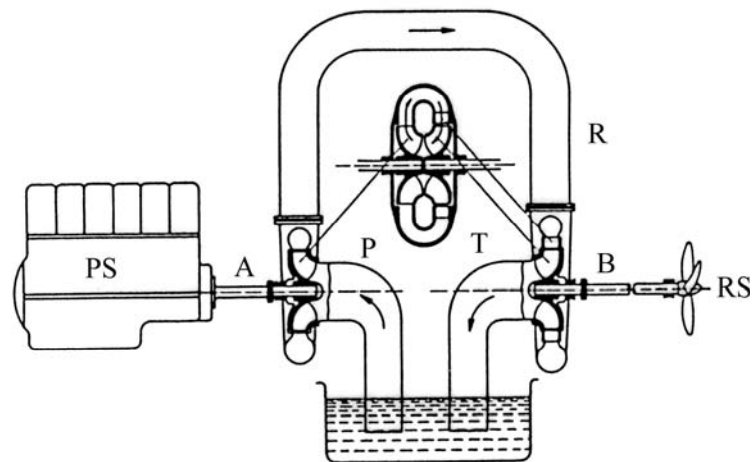
Slika 4.18. Osnovne karakteristike hidrostatskih prijenosnika: PV-regulacija pumpom, MV-regulacija motorom a) $V_M = \text{konst.}$ b) $V_P = \text{konst.}$ c) skupna karakteristika

Radi mogućnosti kontinuirane promjene prijenosnog omjera izvode se pumpe ili hidromotori s promjenjivom dobavom. Češći je slučaj da je motor s konstantnom dobavom, a pumpa s promjenjivom. Karakteristike (teoretske) za oba slučaja prikazane su na slici 4.18.

1.2.5 Hidrodinamski prijenosnici

U slučaju hidrodinamskih prijenosnika, za razliku od hidrostatskih, koristimo se za prijenos snage pretežno kinetičkom energijom tekućine (vidi jednadžbu 4.6). Često se u literaturi i ovi prijenosnici zovu pretvarači okretnog momenta. Zadatak im je bezstepena pretvorba momenta i gibanja pogonskog stroja (elektromotora, motora s unutrašnjim izgaranjem itd.) potrebna radnim strojevima (cestovnim vozilima, tračnim vozilima, brodovima, dizalicama itd.). Prema pronalazaču Föttingeru zovu ih i Föttingerovi pretvarači. Radi poboljšanja karakteristika kombiniraju se s drugim vrstama prijenosnika, najčešće s mehaničkim prijenosnicima snage i gibanja. Jedna od glavnih karakteristika im je mogućnost automatskog podešavanja izlaznog opterećenja i brzine vrtnje. Rade vrlo elastično, praktično bez trošenja vitalnih dijelova, a vrlo dobro prigušuju vibracije i buku.

Građa i načelo rada ovakvih prijenosnika vidi se na slici 4.20.



Slika 4.20. Građa i načelo rada hidrodinamskih prijenosnika snage i gibanja: PS-pogonski stroj; RS-radni stroj; P-pumpni dio prijenosnika; T-turbinski dio; R-reakcijski član.

Hidrodinamski prijenosnik sastoji se od pumpe P vezane na pogonski stroj PS, turbine T vezane na radni stroj RS te kućišta kao reakcijskog člana R. Sva tri glavna elementa konstruktivno se nalaze u kompaktnoj izvedbi, kao što se to vidi na slikama 4.21. i 4.22, za razliku od hidrostatskih prijenosnika gdje su pumpa i motor redovito zasebne cjeline povezane cijevovodom.

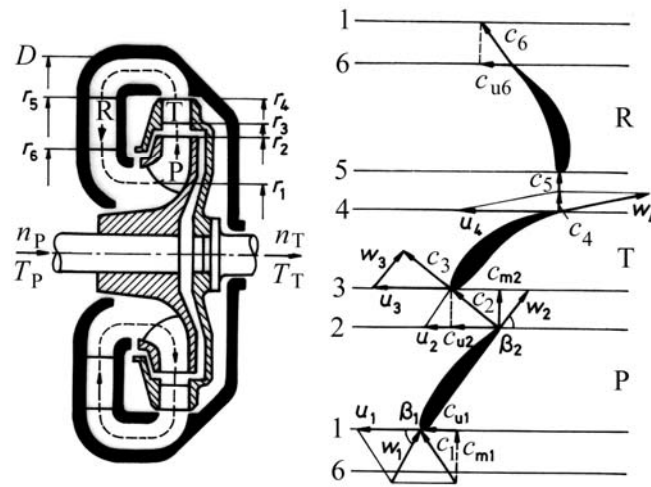
Radni stroj pogonom pumpnog dijela povećava kinetičku energiju tekućine koja se troši na turbinskom dijelu prijenosnika spojenom na radni stroj, prolazeći pritom i kroz statorske lopatice. Konstruktivno je moguće predvidjeti da se reakcijski član može osloboditi, čime se prijenosnik pretvara u spojku s proklizavanjem (Trilok sistem).

Proračun se obavlja kao kod svih strojeva, na strujanje. Kod stacionarnog i inkompresibilnog strujanja vrijedi da je

$$T = \dot{m} \Delta(r c_u) \quad (4.23)$$

U ovoj je jednadžbi $\dot{m} = \rho \dot{V}$ masa struje u sekundi koja prolazi kroz lopatice, c_u obodna komponenta apsolutne brzine strujanja, a r radijus na kome djeluje c_u . Prema oznakama na slici 4.21. tada vrijedi:

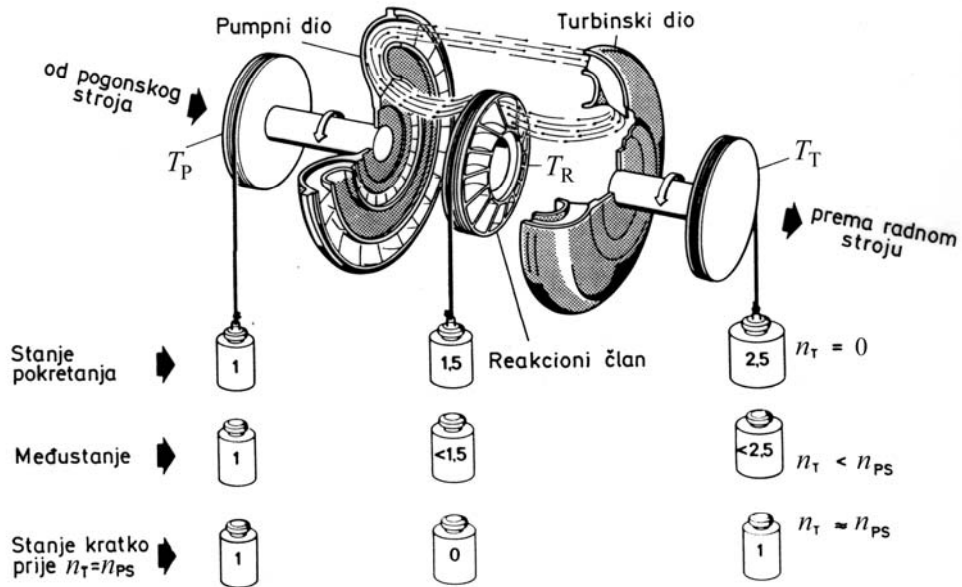
$$\begin{aligned} T_R &= \dot{m}(r_5 c_{u5} - r_6 c_{u6}) \\ T_T &= \dot{m}(r_3 c_{u3} - r_4 c_{u4}) \\ T_R &= \dot{m}(r_2 c_{u2} - r_1 c_{u1}) \end{aligned} \quad (4.24)$$



Slika 4.21. Geometrija i trokuti brzina hidrodinamskog prijenosnika

Također vrijedi između pojedinih članova:

$$\begin{aligned}
 r_2 c_{u2} &= r_3 c_{u3} ; & r_4 c_{u4} &= r_5 c_{u5} \\
 r_1 c_{u1} &= r_6 c_{u6} ; & r_3 c_{u3} &= r_2 c_{u2}
 \end{aligned}
 \tag{4.25}$$



Slika 4.22. Stanje ravnoteže za tri karakteristična stanja hidrodinamskog prijenosnika

Na slici 4.22. prikazano je ravnotežno stanje između pumpnog, turbinskog i reaktivnog člana prijenosnika za tri karakteristična stanja. Kao kod svih prijenosnika, ovi odnosi dobiju se iz uvjeta da suma vanjskih momenata mora biti jednaka nuli:

$$\Sigma T = 0; \Rightarrow T_P + T_R + T_T = 0 \quad (4.26)$$

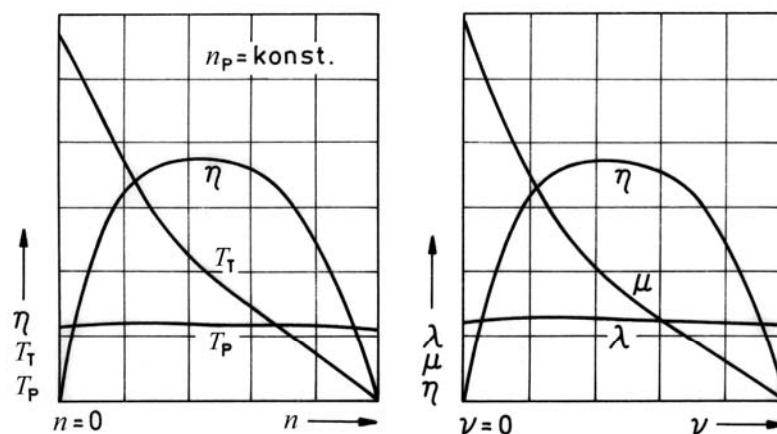
Na osnovi proračuna strojeva na strujanje, a prema zakonima sličnosti vrijedi [23]:

$$T_P = \lambda \rho D^5 \omega^2 p \quad \text{odnosno:} \quad P_P = \lambda \rho D^5 \omega^3 p \quad (4.27)$$

Temeljem gornjih jednadžbi vidimo vrlo velik utjecaj promjera prijenosnika i kutne brzine na prenošenu snagu i moment, dok je nešto manji utjecaj specifične mase upotrijebljene tekućine.

Karakteristični parametri hidrodinamskih prijenosnika jesu:

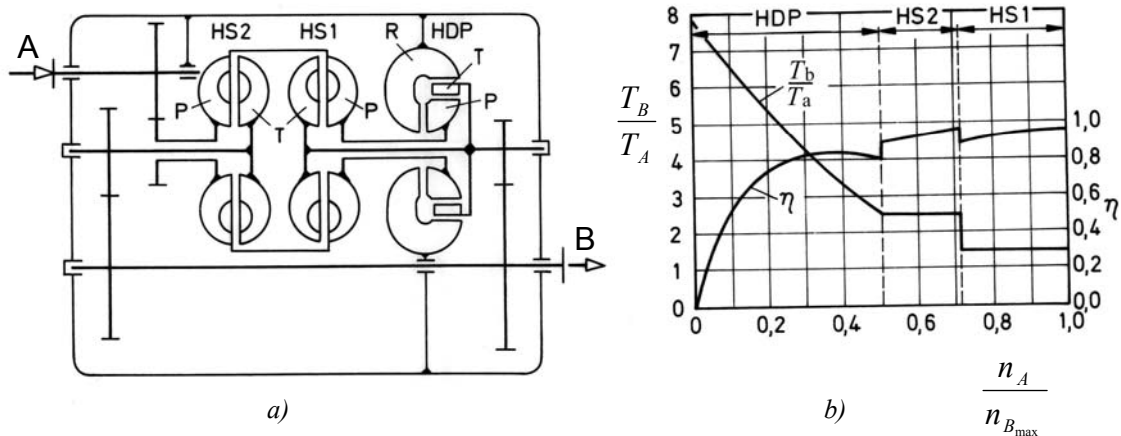
$$\begin{aligned} \mu &= \frac{T_T}{T_P} && \text{- stupanj pretvorbe momenta} \\ \nu &= \frac{n_P}{n_T} && \text{- stupanj pretvorne brzine*} \\ \lambda &= \frac{T_P}{r D^5 \omega^5} && \text{- značajka proporcionalnih ili pogonska karakteristika} \\ \eta &= \frac{T_T}{T_P} \cdot \frac{n_T}{n_P} = \frac{P_T}{P_P} && \text{- faktor iskorištenja} \end{aligned}$$



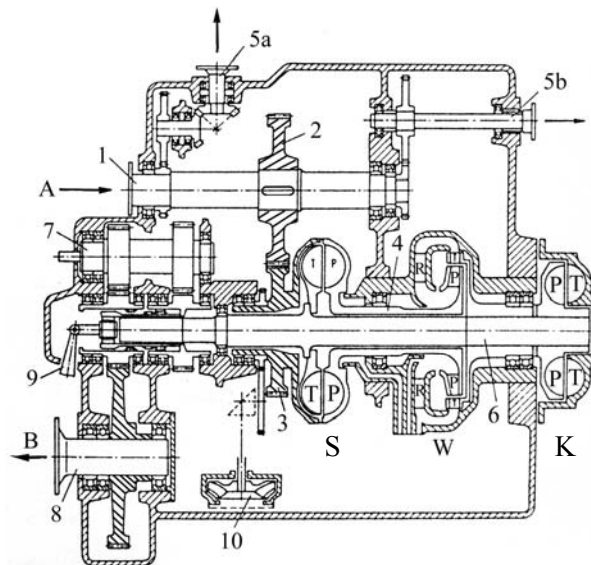
Slika 4.23. Karakteristike hidrodinamskog prijenosnika pri $n_p = \text{konst.}$

* U literaturi se nailazi i na recipročan odnos μ i ν , ali je tada $\eta = \nu \cdot \mu$

Na slici 4.23. vide se naznačeni karakteristični parametri. Može se uočiti da faktor iskoristivosti raste do nekog maksimuma te onda opet pada, što znači da postoji relativno usko područje ekonomičnog rada hidrodinamskog pretvarača. Kod dvofaznog pretvarača može se kod niskog prijenosnog odnosa isključiti reakcijski član čime se prijenosnik pretvara u spojku s bitno većim stupnjem iskorištenja. Kod kombiniranih prijenosnika jedan od načina jest i taj da se u trenutku prolaska točke maksimalnog iskorištenja, odnosno kada počne padati iskoristivost, automatski uključi mehanički stupanj čime naglo poraste iskoristivost (crtkana linija na slici 4.24.b).



Slika 4.24. Kombinirani hidrodinamski prijenosnik s hidrodinamskim spojka i mehaničkim stupnjem HDP - hidrodinamski prijenosnik HS1,2 - hidrodinamske spojke; a) shema prijenosnika; b) karakteristika prijenosnika



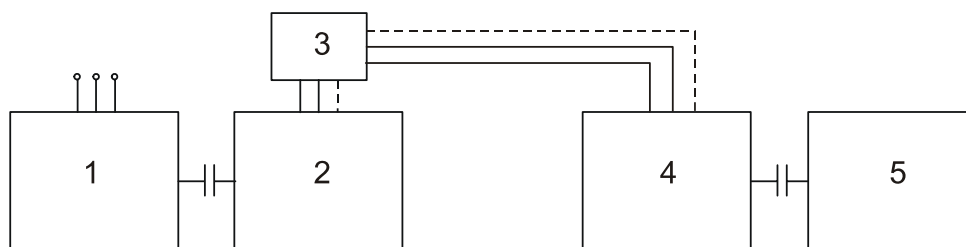
Slika 4.25. Izvedba kombiniranog, hidrodinamsko - mehaničkog prijenosnika tračnog vozila: *S* – hidrodinamska spojka; *W* – hidrodinamski prijenosnik; *K* – hidrodinamska kočnica

Prikaz automatskog kombiniranog hidrodinamskog prijenosa dan je na slici 4.25. Pogonski stroj je plinska turbina, a radni stroj tračno vozilo. Snaga teče preko vratila 1 i zupčastog para ($i=1$) 2 - 3 na primarno vratilo 4. Dio primarne snage odvodi se s vratila 1 stožastim parom ($i=1$) i vratilom 5a za pogon uljne pumpe, a drugi preko vratila 5b za pogon generatora struje. Turbinska kola *T* spojke *S* i prijenosnika *W* naklinjena su na sekundarno vratilo 6. Odavde se snagom upravlja upravljačkom polugom 9. Izlazno vratilo je 8a, a upravljačkom se polugom preko zupčanika na vratilu 7 određuje hod naprijed ili natrag. Na međuvratilo 6 spojen je i retarder *K* (hidrodinamska kočnica) kod kog se moment kočenja pretvara u toplinu.

1.2.6 Električni prijenosnici

Zajedničko i osnovno načelo rada električnih prijenosnika snage i gibanja jest u tome što se napon ili frekvencija koji se dovode elektromotoru mogu mijenjati i na taj način utjecati na brzinu vrtnje i zakretni moment elektromotora.

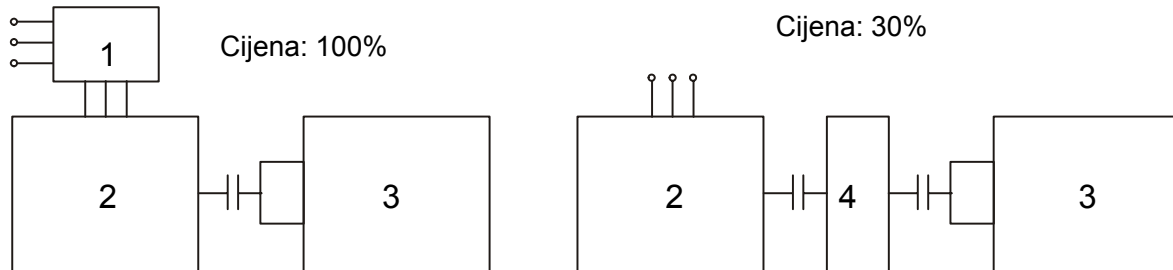
Klasični izgled ovakvog postrojenja za elektromotore istosmjerne struje kao pogonske strojeve izgleda tako da jedan motor (obično izmjenične struje) pokreće generator istosmjerne struje koji napaja pogonski elektromotor promjenjivim istosmjernim naponom. U slučaju izmjeničnih motora zadatak je generatora da dovodi promjenjivu frekvenciju kojom se onda napaja izmjenični elektromotor kao pogonski stroj.



Slika 4.26. Klasično ustrojstvo električnog prijenosnika snage i gibanja: 1-pogonski stroj; 2-generator istosmjerne struje; 3-upravljački i regulacijski dio; 4-motor istosmjerne struje; 5-radni stroj

Ovakvo ustrojstvo električnih prijenosnika danas se smatra zastarjelim. Razvijeni su elektronski pretvarači koji izravno upravljaju pogonskim elektromotorom ili promjenom napona istosmjerne struje ili promjenom frekvencije. Električni su prijenosnici dosta skupi u usporedbi s drugim vrstama prijenosnika, a mana im je i nizak stupanj iskorištenja kada rade dalje od nazivne točke. Električni prijenosnici snage i gibanja upotrebljavaju se gotovo isključivo onda kada je potreban promjenjiv (kontinuirano) prijenosni odnos, a za čvrsti prijenosni omjer su neekonomični. Na slici 4.27. prikazani prijenosnik s promjenom frekvencije 70% je skuplji od mehaničkog zupčastog multiplikatora. Jedna od prednosti električnih prijenosnika je u tome da su za relativno veće specifične snage manji od mehaničkih.

Najčešće se upotrebljavaju za male (do nekoliko kW) snage i za velike snage (električna lokomotivska vuča).



Slika 4.27. Primjer ekonomskih pokazatelja upotrebe električnog prijenosnika snage i gibanja za čvrst prijenosni omjer u usporedbi s mehaničkim prijenosnikom: 1. pretvarač frekvencije trofazne struje; 2. asinkroni trofazni elektromotor $n_n=1470$ 1/min; 3. kompresor 9500 1/min; 4. zupčasti prijenosnik, $i = 1:6,46$; $P=500$ kW

1.3 Neke usporedbe različitih sustava prijenosa snage i gibanja

Na osnovni zadatak prijenosnika, pretvaranje i prilagođavanje brzine vrtnje i momenata pogonskog stroja, potrebnih radnom stroju, poseban utjecaj prema [2] imaju takozvana unutrašnja mjesta kontakta glavnih prijenosničkih elemenata. To je, na primjer, kod zupčaničkih prijenosnika prijelaz s boka pogonskog zupčanika na uljni film i s uljnog filma na gonjeni zupčanik, a kod remenskog i lančanog prijenosa prelaz s pogonskog člana na "nosioca energije" - remena i lanca na gonjeni član (remenica, lančanik). Prema tome mogu se u ovakvim slučajevima djelovanja na mjestima prijelaza s jednog na drugi prijenosnički element postaviti dva posebno signifikantna faktora koja proizlaze iz prenesenog momenta:

$$T = \Delta \cdot V \cdot 1/2 \pi \quad (4.28)$$

i

$$\lambda = \frac{P}{V} = \frac{T \omega}{V} = \Delta \omega / 2 \pi \quad (4.29)$$

U gornjim su jednadžbama:

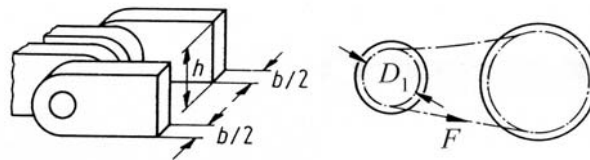
- T - okretni moment, Nm
- Δ - specifična sila na mjestu prijelaza (N/mm^2) koja se može izraziti i kao naprezanje (σ) ili pritisak (p)
- V - volumen nosioca energije (m^3)
- $1/2 \pi$ - preračunski faktor
- λ - specifična snaga ($\text{N/m}^2 \text{ s}$)
- $\omega/2 \pi$ - brzina vrtnje nosioca energije (1/sek)

Iz jednadžbe (4.28) proizlazi da prenošeni okretni moment možemo prikazati kao produkt specifične sile i volumena nosioca energije V (jedan okretaj). Na slici 4.28. to je objašnjeno na primjeru lančanog ili remenskog prijenosa.

Vlačna sila $F = \sigma \cdot b \cdot h$

Okretni moment

$$\begin{aligned} T &= F \frac{D_1}{2} = \sigma D_1 b h \frac{1}{2} = \\ &= (\sigma) \cdot (\pi D_1 b h) \cdot (1/2\pi) = \Delta \cdot V \cdot 1/2\pi \end{aligned} \quad (4.30)$$



Slika 4.28. Preneseni okretni moment kao produkt specifične obodne sile i volumena nosioca energije (parametri)

Vlačna sila u vlačnom organu F kao nosiocu energije izražava se kao produkt vlačnog otpora σ i poprečnog presjeka $b \times h$, a okretni moment kao produkt obodne sile F i polumjera, npr. pogonskog člana $D_1/2$. Volumen V može se predstaviti kao produkt opsega prijenosničkog člana i površine nosioca energije.

Za svaku prijenosničku vrstu ili sustav mogu se tvoriti ovakove ili slične relacije.

U tablici 4.3, prema [2], predočene su spomenute vrijednosti za nekoliko vrsta prijenosnika čiji su osnovni geometrijski parametri dati na slici 4.29, a okvirne vrijednosti nekih parametara u tablici 4.4.

Pogled na tablicu 4.3. pokazuje da se postizivi momenti i snage kreću u širokim granicama. U pogledu faktora Δ (specifična sila) na prvom su mjestu hidrostatski prijenosnici velikih tlakova (radijalni i aksijalni klipni prijenosnik).

Jedna od važnih uporednih veličina je specifična snaga λ koja prema jednadžbi (4.29) predstavlja odnos prenesene snage i volumena nosioca energije. Na specifičnu snagu λ utječe i kutna brzina u nosioca energije. Praktički se za veličinu specifične snage moraju uzeti u obzir i neki tehnički kriteriji, na primjer maksimalna brzina vrtnje uvjetovna ispadom lanca (centrifugalne sile) itd. U pogledu specifične snage λ bez premca su zupčasti prijenosnici, a daleko iza njih (sa 30 i više posto manjim vrijednostima) su lančani i hidrostatski prijenosnici, dok su na začelju električni prijenosnici (s više od 10^3 puta manjim vrijednostima specifične snage).

To je jedan od mogućih načina uspoređivanja prijenosnika. Ipak pri izboru prijenosnika, odnosno sustava prijenosa snage i gibanja, uzimaju se u obzir i drugi kriteriji kao što su veličina, izmjere i životni vijek, cijena, troškovi održavanja, potreba za stupnjevanim prijenosom, mogući stupanj automatizacije itd.

| Br. | Sustav prijenosa | Način | Shematski prikaz |
|-----|--|---------------|------------------|
| 1 | Zupčasti | oblikom | |
| 2 | Lančani | | |
| 3 | Tarni | trenjem | |
| 4 | Plosnati remen | | |
| 5 | Klinasti remen | | |
| 6 | Hidrostatski s krilnim elementima | kvazi-oblikom | |
| 7 | Hidrosatski s aksijalno smještenim klipovima | | |
| 8 | Hidrosatski s radijalno smještenim klipovima | | |
| 9 | Električki | kvazi-trenjem | |
| 10 | Hidrodinamski | | |

Slika 4.29. Uspoređivani sustavi prijenosa snage i gibanja, dopunjeno prema [2]

| Sistem prijenosa | Specifična sila N/mm ² | Volumen nosioca energije | Numerički primjer | | |
|--|--|--|-------------------------------|----------------------|----------------------------------|
| | | | Δ N/mm ² | V mm ³ | λ N/mm ² s |
| 1 Zupčasti prijenos | $P_0^2 \frac{\pi(1-m^2)}{E}$ | $\pi D_1 b \left(\frac{D_1 D_2}{D_1 + D_2} \right) \tan \alpha$ | 25,5 | 24640 | 3250 |
| 2 Lančani | σ | $\pi D_1 b h$ | 25 | 25133 | 1190 |
| 3 Tarni | $\mu P_0^2 \frac{\pi(1-m^2)}{E}$ | $\pi D_1 b \left(\frac{D_1 D_2}{D_1 + D_2} \right)$ | 1,5 | 419000 | 70 |
| 4 Remenski klinasti | $\sigma_1 \left(1 - \frac{1}{e^{\mu \alpha}} \right)$ | $\pi D_2 b h$ | 5 | 126000 | 240 |
| 5 Remenski plosnati | $\sigma_1 \left(1 - \frac{1}{e^{\mu \alpha}} \right)$ | $\pi D_1 b h$ | 4 | 160000 | 400 |
| 6 Hidrostatski-krilini | Δp | $\left[(D^2 - d^2) \frac{\pi}{4} - az(D-d) \right] b$ | 15 | 41900 | 720 |
| 7 Hidrostatski-aksijalnioklipni | Δp | $\pi D d_k^2 \frac{z}{4} \tan \alpha$ | 35 | 18000 | 840 |
| 8 Hidrostatski-radijalnioklipni | Δp | $\pi d_k^2 \frac{z}{2} e$ | 40 | 15700 | 2230 |
| 9 Električni prijenos | Bjt | $\pi D b z m h$ | 0,1 | 6283000 | 2,4 |
| 10 Hidrodinamski | $\rho \omega \Delta(r c_n)$ | $\pi^2 (D-b)^2 b \frac{1}{\alpha}$ $v=0,00$ $v=0,95$ | 0,23 1,1 | 2745000 574000 | 100 |

Tablica 4.3. Usporedba različitih sustava prijenosa snaga i gibanja ($T_B=100$ Nm) Δ -specifična sila, V-volumen nosioca energije, λ -specifična snaga

